

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 05-010269

(43)Date of publication of application : 19.01.1993

(51)Int.Cl. F04B 49/00  
F02D 29/04  
F02D 45/00  
F15B 11/00  
F15B 11/05

(21)Application number : 03-184139

(71)Applicant : KOMATSU LTD

(22)Date of filing : 28.06.1991

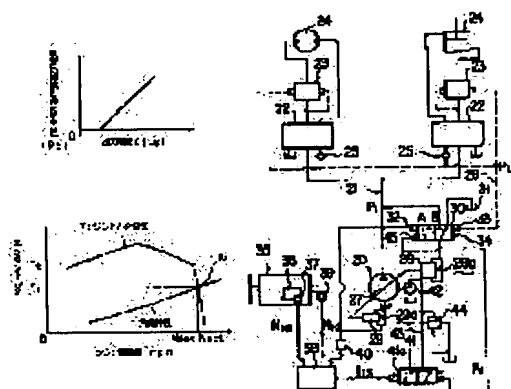
(72)Inventor : UEHARA KAZUO  
AKIYAMA TERUO  
ODA YASUSUKE  
TAKEUCHI MASAMITSU

## (54) METHOD FOR CONTROLLING ABSORPTION TORQUE OF VARIABLE DISPLACEMENT TYPE HYDRAULIC PUMP

### (57)Abstract:

**PURPOSE:** To prevent hunting due to delays of the absorption torque control of a variable displacement hydraulic pump and lowering the real engine speed by changing the set pressure of a control valve with a positive and a negative deflection between a target engine speed and the real engine speed and the pressure in response to the working load of the pump.

**CONSTITUTION:** A target engine speed is detected by a sensor 37 and input to a controller 38. The real engine speed is input from an engine speed sensor 39 to the controller 38, while the pump discharge pressure is input from a pressure sensor 40 to the controller 38, and the controller 38 controls the supply of the current to a proportional solenoid 41a of a solenoid proportional pressure reducing valve 41. When the control pressure is not supplied from the solenoid proportional pressure reducing valve 41 to a third pressure receiving part 45 of a control valve 30, discharge quantity of a variable hydraulic pump 20 is controlled by the control valve 30 on



the basis of a differential pressure between the pump discharge pressure and the load pressure, and when the control pressure is supplied from the solenoid proportional pressure reducing valve 41 to the third pressure receiving part 45 of the control valve 30, the set differential pressure of the control valve 30 is changed. Absorption torque of the variable displacement type hydraulic pump is thereby controlled.

---

#### LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 16.06.1998

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 15.02.2000

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 可変容量型油圧ポンプの吸収トルクを、ポンプ吐出圧と負荷圧との差圧によって切換作動する制御弁により制御する可変容量型油圧ポンプの吸収トルク制御方法において、

前記制御弁のセット差圧を目標エンジン回転数と実エンジン回転数との回転数偏差とポンプ吐出圧または負荷圧の大きさに応じて変更可能とし、

実エンジン回転数－目標エンジン回転数 $\leq 0$ のときにポンプ吐出圧または負荷圧の大きさに応じて前記制御弁のセット差圧を低減させたことを特徴とする可変容量型油圧ポンプの吸収トルク制御方法。

【請求項2】 可変容量型油圧ポンプの吸収トルクを、ポンプ吐出圧と負荷圧との差圧によって切換作動する制御弁により制御する可変容量型油圧ポンプの吸収トルク制御方法において、

前記制御弁のセット差圧を目標エンジン回転数と実エンジン回転数との回転数偏差とポンプ吐出圧または負荷圧の大きさに応じて変更可能とし、

実エンジン回転数－目標エンジン回転数 $\leq 0$ のときにポンプ吐出圧または負荷圧の大きさに応じて前記制御弁のセット差圧を低減させ、さらに複数設置した各々の操作レバーの操作を検出する手段を設け、各々の操作レバーの操作の組合せに応じて前記制御弁のセット差圧の低減量を変えたことを特徴とする可変容量型油圧ポンプの吸収トルク制御方法。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、可変容量型油圧ポンプの吸収トルクを制御する方法に関する。

## 【0002】

【従来の技術】可変容量型油圧ポンプ（以下単に可変油圧ポンプという）の吸収トルクを制御する方法としては種々のものが知られている。例えば、特公平2-49405号公報に示すように、可変油圧ポンプにより圧油が供給されるアクチュエータの負荷圧に基づいて吐出量を増減すると同時に、エンジン回転数が設定回転数よりも低下した時に可変油圧ポンプの吐出量を減少させるものが知られている。この可変油圧ポンプの吸収トルク制御方法を模式的に示すと図1に示すようになる。すなわち、可変油圧ポンプ1の1回転当りの吐出量を増減する斜板2は制御シリンダ3で作動され、この制御シリンダ3にはポンプ吐出圧 $P_1$ がサーボ制御弁4で供給されると共に、そのサーボ制御弁4はポンプ吐出圧 $P_1$ とアクチュエータ5の負荷圧 $P_2$ の差圧で供給位置Aとドレーン位置Bに切換えられて負荷圧 $P_2$ が高くなると斜板2が吐出量増方向に作動し、負荷圧 $P_2$ が低くなると斜板2が吐出量減方向に作動してポンプ吐出圧 $P_1$ が負荷圧 $P_2$ よりも一定の差圧だけ高くなるように制御する。また、エンジン6で駆動される固定ポンプ7の吐出路8に

は可変絞り9、開閉弁10、絞り11が設けられ、その可変絞り9はエンジン6の調整部材と連動して目標エンジン回転数に比例した値となり、開閉弁10は常時閉で可変絞り8前後の差圧が設定値以下となると開となり、絞り11の前後の差圧がサーボ制御弁4を供給位置Aとするようにしてあり、これによってエンジン6の回転数が目標回転数以下に低下すると固定ポンプ7の吐出量が減少して開閉弁9が開となり、サーボ制御弁4のセット差圧が変化して供給位置Aとなって斜板2が吐出量減方向に作動する。このような可変油圧ポンプの吸収トルク制御方法であれば、操作弁11を中立位置としてポンプ吐出油が行き止りとなった時に可変油圧ポンプ1の容量を最小にできるし、アクチュエータ5に高負荷が作用してエンジン回転数が低下した時に可変油圧ポンプ1の吸収トルクを小としてエンジン6が停止することを防止できる。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】かかる可変油圧ポンプの吸収トルク制御方法であると、エンジン回転数の低下に応じてサーボ制御弁4のセット差圧を変化させているためにエンジン6、可変油圧ポンプ1固定ポンプ7の慣性系の位相遅れが生じ、制御が不安定となってハンチングを起し易い。

【0004】そこで本発明は前述の課題を解決できるようにした可変容量型油圧ポンプの吸収トルク制御方法を提供することを目的とする。

## 【0005】

【課題を解決するための手段】可変容量型油圧ポンプの吸収トルクを制御するポンプ吐出圧と負荷圧との差圧によって切換作動する制御弁のセット差圧を目標エンジン回転数と実エンジン回転数との回転数偏差とポンプ吐出圧または負荷圧の大きさに応じて変更可能とし、実エンジン回転数－目標エンジン回転数 $\leq 0$ のときにポンプ吐出圧または負荷圧の大きさに応じて前記制御弁のセット差圧を低減させた可変容量型油圧ポンプの吸収トルク制御方法。

## 【0006】

【作 用】目標エンジン回転数と実エンジン回転数の回転数偏差の正負と、ポンプに作用する負荷の大きさに応じた圧力によって制御弁30のセット差圧を変更するので、可変容量型油圧ポンプの吸収トルクを制御できるし、エンジン・ポンプ系の慣性による実エンジン回転数低下のおくれによって発生するハンチングを防止できる。

## 【0007】

【実施例】図2に示すように、可変油圧ポンプ20の吐出路21にはクローズドセンタ型式の操作弁22が複数設けられ、その出力側には圧力補償弁23を介してアクチュエータ24が接続してあり、各アクチュエータ24の負荷に応じた圧力（以下、負荷圧と略す）PLSは

操作弁22からチェック弁25を介して負荷圧検出路26にそれぞれ供給されて最も高い負荷圧 $P_{LS}$ が負荷圧検出路26に検出され、その最も高い負荷圧 $P_{LS}$ は各圧力補償弁23に作用して各圧力補償弁23の上流側の圧力を最も高い負荷圧 $P_{LS}$ に見合うまで、絞る。前記可変油圧ポンプ20の斜板27は大ピストン28で吐出量減方向に作動し、小ピストン29で吐出量増方向に作動すると共に、その大ピストン28の大径受圧室28aは制御弁30で吐出路21とタンク31に連通制御され、小径ピストン29の小径受圧室29aは吐出路21に接続し、制御弁30は第1受圧部32のポンプ吐出圧 $P_1$ で供給位置Aに押され、第2受圧部33の負荷圧 $P_{LS}$ とバネ34でドレーン位置Bに押されるようになり、可変油圧ポンプ20の吐出量はポンプ吐出圧 $P_1$ と負荷圧 $P_{LS}$ の差圧によって制御されてポンプ吐出圧 $P_1$ が負荷圧 $P_{LS}$ よりバネ34のバネに見合うだけ若干高い圧力となるようにしてある。前記可変油圧ポンプ20を駆動するエンジン35は燃料噴射ポンプ36の吐出量セットによって回転数がコントロールされ、その燃料噴射ポンプ36の吐出量セットはオペレータの手動操作等によって行なわれ、そのセット値に基づく目標エンジン回転数 $N_{set}$ がセンサ37で検出されてコントローラ38に入力される。このコントローラ38にはエンジン回転センサ39より実エンジン回転数 $N_{ACT}$ が入力されると共に、圧力センサ40よりポンプ吐出圧 $P_1$ が入力されて後述する電磁比例減圧弁41の比例ソレノイド41aに電流を供給制御する。前記電磁比例減圧弁41の入口側は前記エンジン35で駆動される固定容量ポンプ42の吐出路43に接続し、その吐出路43には低圧のリリーフ弁44が設けられ、電磁比例減圧弁41の出力側は前記制御弁30の第3受圧部45に接続している。

【0008】次に作動を説明する。電磁比例減圧弁41から制御弁30の第3受圧部45に制御圧力が供給されていないとすると、可変油圧ポンプ20の吐出量は制御弁30によってポンプ吐出圧 $P_1$ と負荷圧 $P_{LS}$ の差圧に基づいて従来同様に制御され、電磁比例減圧弁41から制御弁30の第3受圧部45に制御圧力が供給されると制御弁30のセット差圧が変更する。以下制御弁30のセット差圧の変更動作を図4のフローチャートに基づいて説明する。目標エンジン回転数 $N_{set}$ と実エンジン回転数 $N_{ACT}$ の偏差 $\Delta N$  ( $N_{ACT} - N_{set} = \Delta N$ )を比較演算し、その偏差 $\Delta N$ の正負を判断して正の時は、例えば図3に示すように可変油圧ポンプの負荷特性とエンジントルク特性のマッチング点 $A_1$ のトルク $T_1$ が目標エンジン回転数 $N_{set}$ 時の目標トルク $T_2$ より低いから、可変油圧ポンプ20の吸収トルクを制御する必要がなく、ソレノイド41aへの出力電流 $I_{LS}$ を $I_{LS0}$ のままとする。前記偏差 $\Delta N$ がゼロ又は負の時は、可変油圧ポンプの負荷が増大して図3の $N_{set}$ 点(エンジントルクでは $T_2$ 点)を割りこもうとしているのでポンプ

吐出圧 $P_1$ に応じて出力電流 $I_{LS}$ を大きくし、電磁比例減圧弁41の出力圧 $P_e$ を図5のように高くする。これにより制御弁30の第3受圧部45に供給される制御圧が高くなってセット差圧 $\Delta P_{LS}$ が図6のように低下する。すなわち、バネ34のバネ力を $F_K$ 、第3受圧部45の受圧面積を $A_e$ 、第1・第2受圧部32、33の受圧面積を $A_{LS}$ とすると、制御弁30のセット差圧 $\Delta P_{LS}$ は $\Delta P_{LS} = F_K / A_{LS} - (A_e / A_{LS}) \times P_e$ となるので、電磁比例減圧弁41の出力圧 $P_e$ が高くなれば制御弁30のセット差圧 $\Delta P_{LS}$ が低下する。ここで、可変油圧ポンプ20の押のけ容積 $D$ は、ポンプ吐出量を $Q$ とすると $Q = N_{ACT} \times D$ 、またポンプ吐出量 $Q$ は $Q = C_A \times \text{平方根} \Delta P_{LS}$ となるので、結局 $D = (C_A / N_{ACT}) \times \text{平方根} \Delta P_{LS}$ となる。但し、 $A$ は操作弁の開口面積、 $c$ は定数。すなわち、エンジン回転数偏差 $\Delta N$ とポンプ吐出圧 $P_1$ により制御弁30のセット差圧 $\Delta P_{LS}$ が決まり、実 $I_{LS}$ 差圧が制御弁30のセット差圧となるようにポンプ押のけ容積 $D$ が決定される。他方、ポンプ吐出圧 $P_1$ と押のけ容積 $D$ (1回転当り吐出量)によりポンプ吸収トルクが決定され、この時のエンジン出力制性とのマッチング点は図7の $A_2$ となり実エンジン回転数 $N_{ACT}$ が決定される $N_{ACT}$ とポンプ吐出圧 $P_1$ はコントローラ38に読みこまれて、制御がくり返される。以上の実施例ではポンプ吐出圧 $P_1$ に基づいて出力電流 $I_{LS}$ を演算したが、負荷圧 $P_{LS}$ によっても負荷の大小を判断できるから、負荷圧 $P_{LS}$ に基づいて出力電流 $I_{LS}$ を演算しても良い。

【0009】図8は第2実施例を示し、各操作弁22を切替えるパイロット弁50の第1出力回路51、52の圧力を検出する圧力センサまたは圧力スイッチ(以下、圧力センサという)53を設け、その圧力センサ53の検出圧力をコントローラ38に入力して、操作したパイロット弁50の種類と圧油を供給するアクチュエータ24の種類及び作動方向を判断できるようにしてある。例えば、図8において右側のアクチュエータ24を油圧パワーショベルのブームシリンダ、左右中央のアクチュエータ24を旋回モータ、左側のアクチュエータ24をアームシリンダとし、旋回モータ用のパイロット弁50の第1・第2出力回路51、52をシャトル弁54で圧力センサ53に接続し、各圧力センサ53からの信号でブームシリンダを上げ、下げ、旋回モータを駆動、アームシリンダをダンプ、掘削操作したことを判断できるようにする。そして、図8の例では、アクチュエータは3ケなので図9に示すように出力電流モードをa、b、cと3ケ設定し、前記圧力スイッチ53の信号読み込みで判断したアクチュエータの種類、作動方向に基づいて出力モードを1つ選択して出力電流 $I_{LS}$ を決定する。例えば、1つのアクチュエータを単独操作する時にはアクチュエータ要求流量がポンプ最大吐出量以内となるので、先に説明と同様のモードcを選択し、ブーム上とアーム

ダンプと旋回のようにアクチュエータ要求流量がポンプ最大吐出量よりも非常に多くなる時にはモードaを選択してポンプ吐出圧 $P_1$ に見合う出力電流を著しく増加させて制御弁30のセット差圧の低下を著しくして、ブーム上と旋回のようにアクチュエータ要求流量がポンプ最大吐出量よりも多くなる時には中間のモードbとしてポンプ吐出圧 $P_1$ に見合う出力で電流を増加させて制御弁30のセット差圧をモードcとaの中間に低下させる。このようにすれば複数のアクチュエータの操作状態によって制御弁30のセット差圧低下信号の大きさを変更して可変油圧ポンプ20の吐出量をアクチュエータの要求流量に見合う吐出量とすることができる。すなわち、図1に示す容量制御装置を油圧パワーショベルの油圧回路に適用した場合、たとえばブーム上操作では、ブーム速度を確保するためポンプ全吐出量を流す必要がある。

(これを“ブーム上は、1ポンプを要求する”と表現する)。このとき実際のロードセンシング差圧(=実LS差圧)は、制御弁セット差圧となっており、負荷が上昇して、ポンプ吐出圧力が上昇し、ポンプ吸収トルクがエンジントルクをこえようとすると、あらかじめ設定した値に基づいて制御弁セット差圧が低下するため制御弁セット差圧<実LS差圧となり、実LS差圧が制御弁セット差圧となるようポンプ斜板角が小さくなり、ポンプ吸収トルクが軽減される。ところが油圧パワーショベルでは、ひんばんに複合操作が行なわれる。たとえば、ブーム上とアームダンプと旋回という、掘削してバケットに積んだ土砂を、横に停車しているダンプトラックにつみこむときの動作では、通常ブーム上1ポンプ要求、アームダンプ0.7ポンプ要求、旋回0.5ポンプ要求であるから、合計2.2ポンプ要求、すなわちポンプの最大吐出量の2.2倍を要求していることになる。実際には、ポンプ最大吐出量以上は流れないから、ブーム上1/2.2ポンプ、アームダンプ0.7/2.2ポンプ、旋回0.5/2.2ポンプでの比率で分流することになる。このとき生ずる実LS差圧は、 $\Delta P_{LS} = (Q/C A)^2$  (Aは操作弁の開口面積)で、Aが2.2倍になっているから $\Delta P_{LS}$ は $1/2.2^2 \approx 0.2$ すなわち通常の20%しか発生しないことになる。(ここで、通常とは制御弁セット差圧が低下していないときの値であり、 $20 \text{ kg/cm}^2$ 前後である)このとき前述の装置

により、低下する制御弁セット差圧が、20%より大きいと、(たとえば50%)ポンプは最大斜板角のまま(なぜなら制御弁セット差圧通常の50%>実LS差圧通常の20%であるから、ポンプは最大斜板角のまま)であり、吸収トルク制御が効かないことになる。逆に、制御弁のセット差圧を下げすぎる(たとえば通常の10%)と、ブーム上などの単独操作時、ポンプ吐出量が極端に少なくなり、ブームの速度が極端に低下して車両性能を満足しなくなる。これに対して前述のように出力電流のモードを複数設けて複合操作によって選択するようにすれば、前述のことが解消できる。なお、図2、図8では図面を簡略化するために圧力補償弁23はアクチュエータの片側(たとえばシリンダの上げ側室)に接続されているが、両側に設置しても良い。

【0010】

【発明の効果】目標エンジン回転数と実エンジン回転数の回転数偏差の正負と、ポンプに作用する負荷の大きさによって制御弁30のセット差圧を変更するので、可変容量型油圧ポンプの吸収トルクを制御できるし、エンジン・ポンプ系の慣性による実エンジン回転数低下のおくれによって発生するハンチングを防止できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】従来の模式的説明図である。

【図2】本発明の第1実施例を示す模式的説明図である。

【図3】エンジンとポンプのマッチング特性を示す図表である。

【図4】動作順序説明図である。

【図5】電磁比例減圧弁の出力特性を示す図表である。

【図6】制御弁のセット差圧特性を示す図表である。

【図7】エンジンとポンプのマッチング特性を示す図表である。

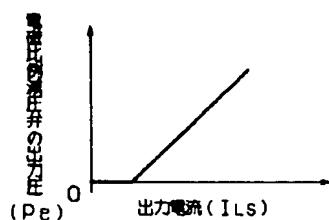
【図8】本発明の第2実施例を示す模式的説明図である。

【図9】動作順序説明図である。

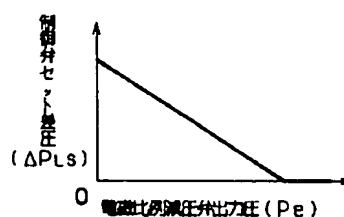
【符号の説明】

20 可変容量型油圧ポンプ、27 斜板、30 制御弁、35 エンジン、37 センサ、38 コントローラ、39 エンジン回転センサ、40 圧力センサ、41 電磁比例減圧弁、42 固定容量ポンプ。

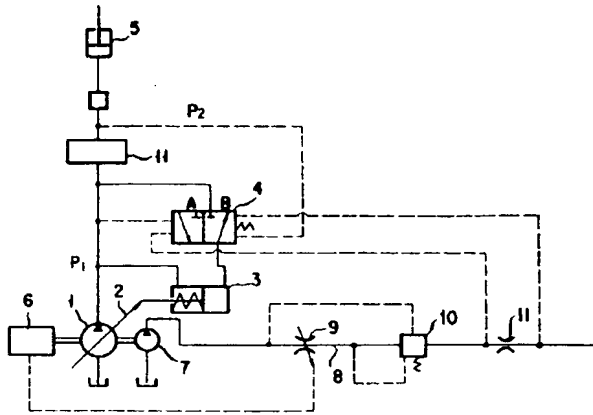
【図5】



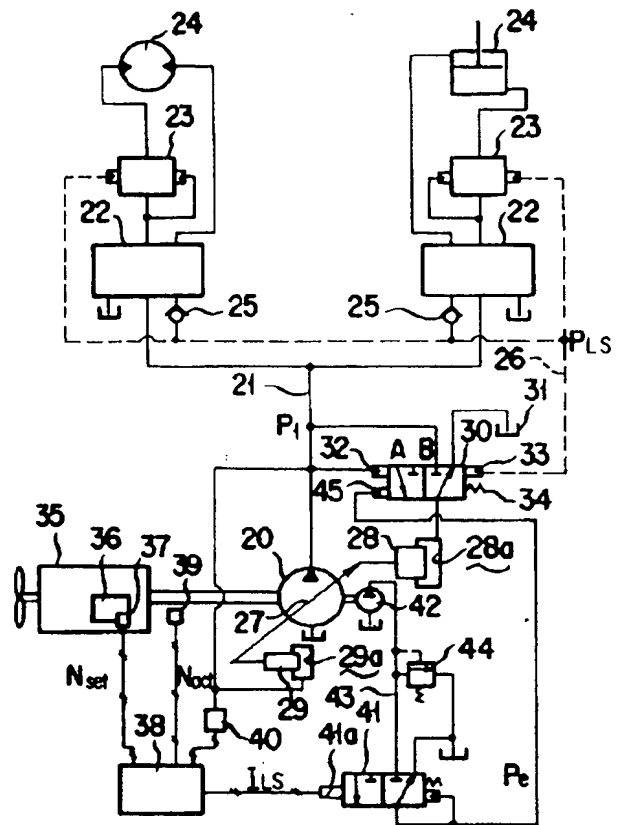
【図6】



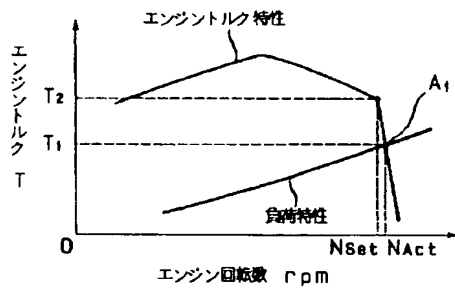
【図1】



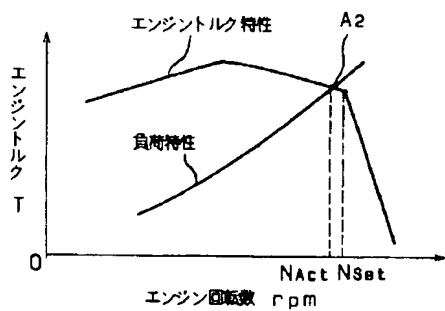
【図2】



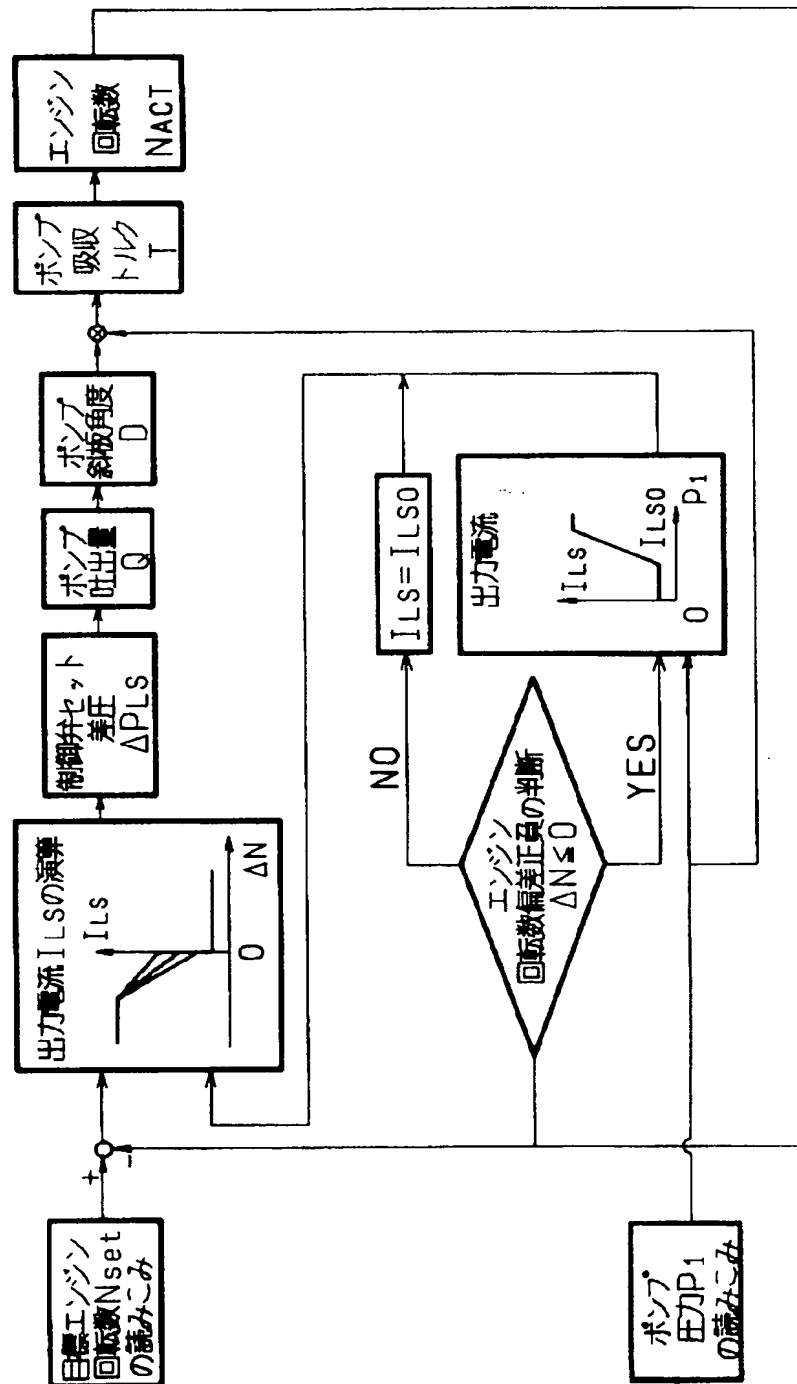
【図3】



【図7】



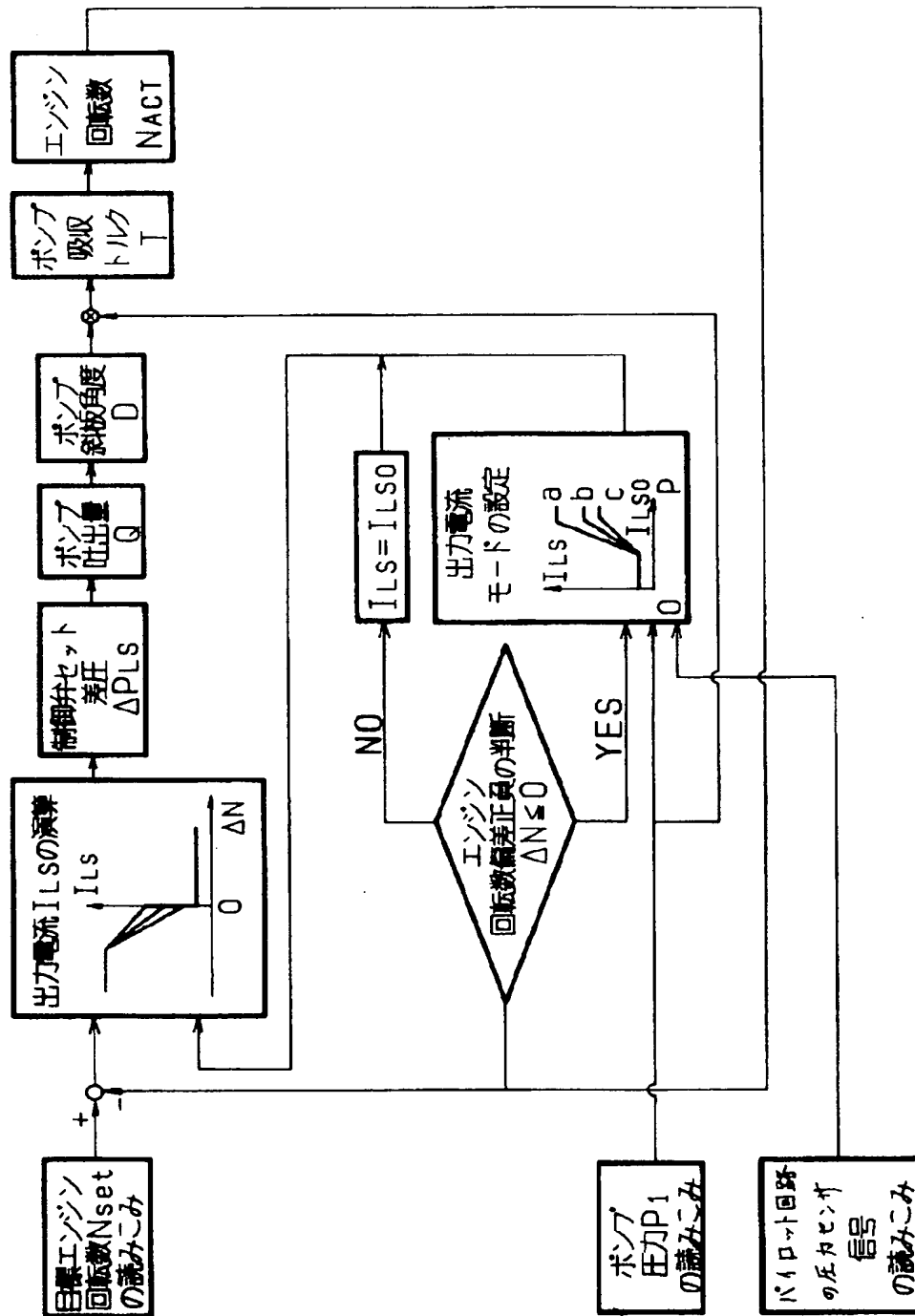
【図 4】







【図9】



フロントページの続き

(72)発明者 竹内 正光

神奈川県川崎市川崎区中瀬 3-20-1 株  
式会社小松製作所川崎工場内